

УДК: 533/004

## Численное моделирование процесса срабатывания предохранительного клапана

М. Р. Королева<sup>1,2,a</sup>, О. В. Мищенко<sup>2,b</sup>, Т. Редер<sup>2,c</sup>, В. А. Тененев<sup>2,d</sup>,  
А. А. Чернова<sup>2,3,e</sup>

<sup>1</sup>Институт механики УрО РАН,

Россия, 426067, г. Ижевск, ул. Т. Барамзиной, д. 34

<sup>2</sup>Ижевский государственный технический университет им. М. Т. Калашникова,

Россия, 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7

<sup>3</sup>ЗАО «ИННЦ», Россия, 426057, г. Ижевск, ул. Свободы, д. 175

E-mail: <sup>a</sup> koroleva@udman.ru, <sup>b</sup> mov@istu.ru, <sup>c</sup> raeder.t@leser.com, <sup>d</sup> v.tenenev@gmail.com,  
<sup>e</sup> alicaaa@gmail.com

Получено 11.12.2017, после доработки — 25.06.2018.

Принято к публикации 25.06.2018.

Рассматриваются вопросы построения математической модели процесса срабатывания пружинного предохранительного клапана прямого действия, в том числе и вопросы обоснования физически корректной величины начального подъема диска при решении сопряженной задачи о движении диска в рабочем объеме клапана для газовых сред. Проводится обзор существующих подходов и методов решения данного типа задач. Приводятся постановка задачи о срабатывании клапана при повышении давления в резервуаре и математическая модель процесса срабатывания клапана. Особое внимание уделяется вопросам связывания физических подзадач. Описываются используемые методы, численные схемы и алгоритмы. Математическое моделирование проводится на основе фундаментальной системы дифференциальных уравнений движения вязкого сжимаемого газа, совместно с уравнением движения диска. В осесимметричной постановке решение рассматриваемой задачи строится численно с использованием метода конечных объемов. Сопоставляются результаты решения задачи о срабатывании предохранительного клапана, полученные с использованием вязкой модели и модели течения идеального газа. В невязкой постановке задача решается с использованием схемы Годунова, реализуемой в рамках авторского кода, а в вязкой постановке — на основе метода Курганова – Тадмора, реализуемого в рамках open source пакета OpenFOAM. Проводится сравнение результатов двух расчетов. В результате выполненных расчетов была получена зависимость высоты подъема диска от времени, которая сопоставляется с экспериментальными данными. Приводятся распределение давления газа по поверхности диска, а также профили скорости в поперечных сечениях зазора для различных высот подъема диска. Показывается, что величина начального подъема диска не влияет на характер течения газа и динамику подвижной части клапана, что может существенно сократить время расчета полного цикла работы клапана с момента его открытия до закрытия при понижении давления ниже установленного уровня. Для проверки адекватности и корректности используемых численных схем проводится моделирование процесса срабатывания клапана в рамках метода Годунова для невязкого газа. Полученные данные хорошо коррелируются между собой, что свидетельствует как о корректности сформулированной математической модели процесса срабатывания клапана, так и о возможности применения для описания динамики предохранительных клапанов модели невязкого газа.

Ключевые слова: математическое моделирование, предохранительный клапан, движение диска, вязкий газ, метод конечных объемов, схема Курганова – Тадмора, схема Годунова

UDC: 533/004

## Numerical simulation of the process of activation of the safety valve

M. R. Koroleva<sup>1,2,a</sup>, O. V. Mishenkova<sup>2,b</sup>, T. Raeder<sup>2,c</sup>, V. A. Tenenev<sup>2,d</sup>,  
A. A. Chernova<sup>2,3,e</sup>

<sup>1</sup>Institute of mechanics UB RAS,

34 ul. T. Baramzinoy, Izhevsk, 426067, Russia

<sup>1</sup>Izhevsk state technical university of M. T. Kalashnikov,

7 ul. Studencheskaya, Izhevsk, 426069, Russia

<sup>3</sup>JSC “INNTS”, 175 ul. Svobodi, Izhevsk, 426057, Russia

E-mail: <sup>a</sup> koroleva@udman.ru, <sup>b</sup> mov@istu.ru, <sup>c</sup> raeder.t@leser.com, <sup>d</sup> v.tenenev@gmail.com,  
<sup>e</sup> alicaaa@gmail.com

*Received 11.12.2017, after completion — 25.06.2018.*

*Accepted for publication 25.06.2018.*

The conjugate problem of disk movement into gas-filled volume of the spring-type safety valve is solved. The questions of determining the physically correct value of the disk initial lift are considered. The review of existing approaches and methods for solving of such type problems is conducted. The formulation of the problem about the valve actuation when the vessel pressure rises and the mathematical model of the actuation processes are given. A special attention to the binding of physical subtasks is paid. Used methods, numerical schemes and algorithms are described. The mathematical modeling is performed on base the fundamental system of differential equations for viscous gas movement with the equation for displacement of disk valve. The solution of this problem in the axe symmetric statement is carried out numerically using the finite volume method. The results obtained by the viscous and inviscid models are compared. In an inviscid formulation this problem is solved using the Godunov scheme, and in a viscous formulation is solved using the Kurganov – Tadmor method. The dependence of the disk displacement on time was obtained and compared with the experimental data. The pressure distribution on the disk surface, velocity profiles in the cross sections of the gap for different disk heights are given. It is shown that a value of initial drive lift it does not affect on the gas flow and valve movement part dynamic. It can significantly reduce the calculation time of the full cycle of valve work. Immediate isotahs for various elevations of the disk are presented. The comparison of jet flow over critical section is given. The data carried out by two numerical experiments are well correlated with each other. So, the inviscid model can be applied to the numerical modeling of the safety valve dynamic.

Keywords: mathematical modeling, safety valve, slide valve movement, viscous gas, finite volume method, Kurganov – Tadmor scheme, Godunov scheme

Citation: *Computer Research and Modeling*, 2018, vol. 10, no. 4, pp. 495–509 (Russian).

## Введение

Пружинные предохранительные клапаны являются защитными устройствами, предотвращающими разрушение системы в результате превышения установленного давления. Они используются на котлах, различных резервуарах, емкостях, трубопроводах и выполняют функцию сброса рабочей среды. Излишки отбираются либо в атмосферу, либо в отводящую трубопроводную систему. После нормализации давления клапан закрывается. Одним из главных требований, предъявляемым к предохранительным клапанам, является его безотказное и своевременное открытие при заданном превышении рабочего давления в системе. Как правило, задачу о срабатывании клапана и последующем истечении газа решают либо с помощью инженерных методик на основе эмпирических данных [СНиП II-35, 2002], либо проводят численное моделирование [Исмагилова и др., 2014; Макарьянц и др., 2010; Li et al., 2010; Song et al., 2014; Jin et al., 2013; Тусюк, Звездин, 2012; Олехнович, Жилевич, 2012].

В работе [Исмагилова и др., 2014] на основе анализа устройств защиты от гидравлического удара, таких как разрывные мембраны, воздушные колпаки, пружинные предохранительные клапаны, разработана система защиты от гидравлического удара, представляющая собой последовательное соединение сервопривода с предохранительным клапаном и системой вспомогательных клапанов. Построена математическая модель данной системы. Численное моделирование процессов гидрогазодинамики проведено в нульмерной постановке, на основе решения уравнений баланса расхода рабочей среды и уравнений движения поршней. Таким образом, влияние особенностей и режима течения среды на движение поршня в рамках данной работы не рассматривалось.

Работа [Макарьянц и др., 2010] содержит результаты расчета подъемной силы газового потока через плоский клапан, выполненные с использованием программного комплекса ANSYS CFD. При этом, в работе описана связанная постановка задачи о колебаниях диска под действием давления газа, но каких-либо газодинамических полей, включая поле давления, не приведено. Полученные зависимости подъемной и упругой сил, как и кривые отклонения от равновесия, не позволяют сделать выводов ни о характере взаимодействия потока газа с диском, ни о газодинамических процессах, протекающих в клапане.

Закономерности течения газа в предохранительном клапане в трехмерной и осесимметричной постановках подробно исследованы в работе [Li et al., 2010], однако движение клапана определялось через изменение перепадов давлений в рамках квазистационарной постановки задачи. Вопросы выбора начальной величины подъема диска не рассмотрены.

Формулировка численной модели для исследования жидкостных и динамических характеристик клапанов прямого сброса сделана в работе [Song et al., 2014]. При этом моделирование гидродинамики с учетом подключения множественных доменов и использования алгоритмов деформации (движения) расчетной сетки было выполнено средствами пакета CFX. Был исследован процесс открытия и закрытия клапана. Несмотря на тщательное описание применяемого математического аппарата, обоснование выбора начальной величины зазора, как и сама величина, в работе отсутствует, а представленные зависимости хода диска от времени позволяют сделать вывод о ненулевой величине начального зазора.

Работа [Jin et al., 2013] посвящена вопросам численного исследования работоспособности и особенностей эксплуатации нового редуционного клапана с диафрагмой для парогазовых смесей. Главная цель — объяснение механизмов снижения давления и преобразования энергии в клапане PRV. Численное моделирование было использовано для исследования внутреннего поля течения. При этом был использован метод решения, основанный на описании гидрогазодинамики в рамках уравнений непрерывности, импульса, энергии и  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности. Также численно был оценен эффект двойного дросселирования применительно к парогазовым клапанам. Необходимо отметить, что все описанные задачи были решены на стационарных сетках.

В работе [Тусюк, Звездин, 2012] рассмотрен вопрос формализованного составления математических моделей регулирующей и предохранительной пневмоарматуры. Также приведены результаты влияния жесткости пружины, диаметра седла и величины входного давления на работоспособность клапана. Внутренние динамические процессы, происходящие в предохранительных гидроклапанах непрямого действия, рассмотрены в работе [Олехнович, Жилевич, 2012], где приведено подробное описание динамики диска при срабатывании предохранительного клапана. Однако, в этой работе не рассмотрены газодинамические процессы, протекающие внутри клапана. При этом, предложенная в рамках работы модель может служить эффективным инструментом при выборе значений конструктивных размеров предохранительного клапана.

Известны математические модели работы клапанов, описывающие движения диска под действием сил со стороны газа и пружины [Nos et al., 2014; Dimitrov, Komitovski, 2013]. Величина силы со стороны газа определяется с использованием эмпирических коэффициентов.

Сложность решения полной системы уравнений, описывающей движение газа в предохранительном клапане, требует применения на практике и более простых моделей, к которым следует отнести термодинамические [Андерсен и др., 1990; Amsden, Harlow, 1988] или нульмерные [Анисимов и др., 2005; Бай Ши, 1960; Барабанов, 1969]. Для нульмерных моделей характерно представление процессов в рабочем объеме как в системе с сосредоточенными по ее объему параметрами. Главным допущением при записи нульмерных моделей является пренебрежение скоростями газа и производными от всех термогазодинамических параметров по пространственным переменным. Неудобством использования нульмерного подхода является отсутствие уравнения для скорости газа.

Ряд задач газовой динамики можно решать в одномерной постановке, полагая, что все параметры течения меняются только в одном направлении [Алиев, Лукин, 1986]. Этим условиям отвечает течение газа вдоль слабо искривленных линий тока или в трубках тока. Одномерным можно считать течение газа в трубе с малоизменяющимся поперечным сечением и малой кривизной оси. В ряде случаев результаты исследования одномерного течения могут быть применены и к потокам с неравномерным распределением параметров по сечению. Применение одномерных газодинамических моделей в сравнении с нульмерными, безусловно, всегда обеспечивает более точное прогнозирование газодинамических процессов в рассматриваемом объеме. Однако при расчете течения газа в каналах сложной формы данные модели не позволяют получить физически обоснованные результаты.

В рассматриваемой области, в первом приближении, в качестве тестирования вычислительных алгоритмов возможно применение двухмерного подхода, то есть изучение движения в плоской постановке (отсутствие окружной координаты).

Достоинство пространственных моделей расчета процессов в клапане состоит в возможности определения распределения газодинамических параметров по внутреннему объему, что позволяет правильно оценить протекающие газодинамические процессы, уточнить исходную информацию, необходимую для оценки его напряженно-деформированного состояния, а также оценить взаимодействие газа с деформируемыми упругими элементами.

Проведенный анализ методов математического моделирования, используемых для исследования динамических процессов в предохранительных клапанах, показал необходимость решения таких задач с учетом взаимодействия сплошной среды и подвижных элементов клапана. Численное решение задачи динамики твердого тела и гидрогазодинамики требует использования динамической сетки, деформация которой связана с подъемом и движением вниз подвижной части клапана, а также требует совместного решения уравнений гидрогазодинамики и теории упругости. Для обеспечения условия невырожденности ячеек сетки использовалась динамическая сетка без изменения топологии. При этом встает вопрос выбора начальной величины подъема диска. В зависимости от конструкции клапана максимальный подъем диска может привести



к значительному вытягиванию сетки в зазоре, поэтому сетка под диском должна быть достаточно подробной. С другой стороны, при движении диска вниз сетка сильно сжимается, что накладывает существенное ограничение на временной шаг. Вопрос выбора величины начального зазора и его физического обоснования является недостаточно исследованным.

## Постановка задачи и математическая модель

Рассматриваются процессы, протекающие в предохранительном клапане пружинного типа (рис. 1) при его срабатывании. В начальный момент клапан закрыт, давление в клапане ниже диска равно давлению в резервуаре, а давление выше диска соответствует давлению окружающей среды. При достижении определенного критического значения диск начинает подниматься. Дальнейший характер динамического процесса, протекающего в рассматриваемой системе, определяется рядом таких параметров, как термодинамические параметры газа в резервуаре, характеристики материала пружины и ее предварительное натяжение. Движение диска определяется как динамикой газа, так и реакцией пружины. Процесс открытия клапана сопровождается стравливанием избыточного давления из резервуара. Постепенное падение давления в резервуаре приводит к закрытию клапана под действием упругих сил пружины.

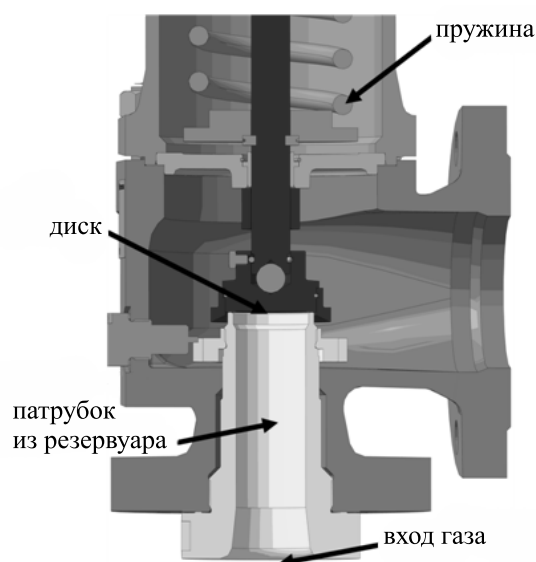


Рис. 1. Общий вид предохранительного клапана пружинного типа: серым цветом выделен неподвижный корпус клапана, светло-серым — неподвижный входной канал, через который осуществляется массоприход, темно-серым — подвижный шток, нижняя граница которого является диском

Из рис. 1 видно, что в общем случае клапан можно заменить на эквивалентную осесимметричную область без потери точности и с соблюдением физической достоверности (рис. 2). Физическая область  $\Omega$  разделена на части, занимаемые газом  $\Omega_g(t)$  и диском  $\Omega_s(t)$  так, что  $\Omega(t) = \Omega_g(t) \cup \Omega_s(t)$ . Граница раздела  $\Gamma_{move} = f(t)$  между  $\Omega_s(t)$  и  $\Omega_g(t)$  в каждый момент времени определяется как  $\Gamma_{move} = \Omega_s(t) \cap \Omega_g(t)$ .

Однако переход к осесимметричной постановке требует изменения местоположения и площади выходного сечения. В рассматриваемом варианте в осесимметричной области выходное сечение располагается в верхней части клапана, а его площадь соответствует площади выхода исходной трехмерной конструкции.

Для изучения процессов, протекающих в клапане, воспользуемся математической моделью в виде системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение параметров среды

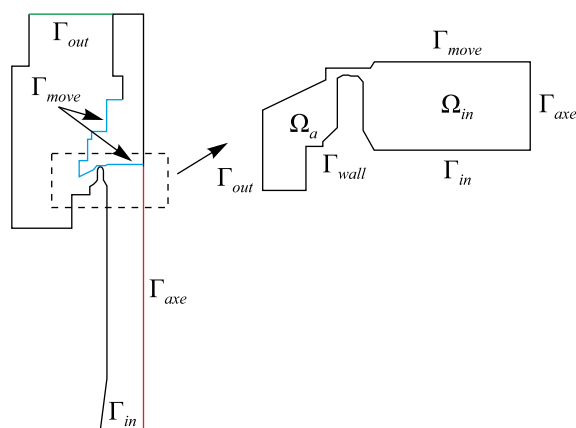


Рис. 2. Схема расчетной области в осесимметричной постановке для задачи о срабатывании предохранительного клапана с границами:  $\Gamma_{in}$  — вход,  $\Gamma_{out}$  — выход,  $\Gamma_{axe}$  — ось симметрии,  $\Gamma_{move}$  — подвижная граница (контур подвижной части клапана)

во внутреннем объеме клапана и движения диска. Так как рассматривается газовый предохранительный клапан, то процессы внутренней газодинамики будут рассматриваться в рамках модели вязкого сжимаемого газа. Тогда изменение термодинамических параметров газа в емкости подчиняется уравнению состояния:

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (1)$$

где  $p$  — давление,  $\rho$  — плотность,  $T$  — температура газа, а  $R$  — удельная газовая постоянная. Уравнение неразрывности можно записать в следующем виде:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \mathbf{U} = 0, \quad (2)$$

где  $\mathbf{U}$  — вектор скорости газа. Тогда уравнение сохранения импульса примет вид

$$\rho \frac{d\mathbf{U}}{dt} = -\nabla p + \text{Div } \mathbf{P}, \quad (3)$$

где  $\mathbf{P}$  — тензор вязких напряжений. А уравнение сохранения энергии примет вид

$$\rho \frac{d}{dt} \left( C_v T + \frac{\mathbf{U}^2}{2} \right) = \nabla(\mathbf{P}\mathbf{U}) + \nabla \mathbf{q}, \quad (4)$$

где  $C_v$  — удельная теплоемкость газа,  $\mathbf{q}$  — вектор теплового потока.

Движение диска определяется колебаниями пружины согласно закону Гука

$$m\ddot{y} + k\dot{y} = F_y, \quad (5)$$

где  $y$  — перемещение диска,  $k$  — коэффициент жесткости пружины,  $m$  — суммарная масса всех подвижных частей конструкции, а величина пружины определяется начальным значением перемещения,  $F_y$  — вертикальная сила давления газа на рабочие элементы клапана. Движение может осуществляться только вертикально, при этом ход диска  $y$  подчинен неравенству  $0 < y < h_m$  в силу конструктивных ограничений: при  $y = 0$  клапан закрыт и диск соприкасается с седлом, а при  $y = h_m$  клапан полностью открыт и диск соприкасается с ограничителем его подъема. Процессы соударений диска с этим ограничителем хода будем считать абсолютно неупругими.

Моделирование сопряженной задачи взаимодействия потока газа и диска на упругом подвесе предполагает совместное решение задач динамики газа и твердого тела (упругости). В задачах взаимодействия газа с деформируемым телом необходимо сформулировать дополнительные кинематические и динамические граничные условия на подвижных поверхностях золотника (подвижных границах). Так как диск непроницаем для газа, то для произвольного момента времени на  $\Gamma_{move}(t)$  скорости тела ( $\mathbf{u}_s$ ) должны быть равны скоростям газа:

$$\mathbf{u}_s(t) = \mathbf{U}(t). \quad (6)$$

Эти равенства выражают условия кинематической совместности. Условия динамической совместности имеют вид

$$P_s \cdot \mathbf{n}_s = \sigma \cdot \mathbf{n}, \quad (7)$$

где  $P_s$ ,  $\sigma$  — тензоры напряжения,  $\mathbf{n}_s$ ,  $\mathbf{n}$  — внешние нормали ( $\mathbf{n} = -\mathbf{n}_s$ ).

В виду малости рассматриваемого промежутка времени рассматривать всю расчетную область не целесообразно. Так как основное изменение параметров при срабатывании клапана происходит в области наименьшего проходного сечения (зазора), для оценки возможной начальной высоты подъема диска достаточно будет рассмотреть только часть рабочей области перед зазором и за ним (рис. 2).

В качестве рабочего тела рассматривается воздух. В начальный момент времени задается следующее распределение давления: перед зазором  $p_{in} = 0.95$  МПа, за зазором — атмосферное давление ( $p_a = 0.1$  МПа). Газ в начальный момент времени неподвижен, температура равна 293 К. Используются граничные условия:

- $\Gamma_{in}$ : величина полного давления 0.95 МПа;
- $\Gamma_{axe}$ : условие симметрии;
- $\Gamma_{out}$ : неотражающее граничное условие;
- $\Gamma_{wall}$ : условие прилипания;
- $\Gamma_{move}$ : условие перемещения границы.

При малой высоте подъема диска максимальное число Рейнольдса по ширине зазора составляет  $\sim 10^3$ , что позволяет не использовать модели турбулентности и учитывать зависимость вязкости только от температуры. Моменты открытия клапана характеризуются малыми изменениями температуры сжимаемого газа, что, в совокупности, позволяет рассматривать протекающие процессы при условии постоянной вязкости газа.

Поставленная таким образом сопряженная задача динамики диска на упругом подвесе и механики газа будет решаться в жесткосвязанной постановке.

## Численные схемы и алгоритмы

Численное моделирование процессов динамики газа осуществляется с использованием стандартных моделей открытого пакета OpenFOAM, использующего метод конечных объемов для дискретизации основных уравнений движения (2)–(4) [Jasak, 1996; OpenFOAM, 2011]. Разбиение расчетной области по пространству проводится с использованием шестигранных элементов.

Применяется центральнообъемная схема, искомые величины определяются в центре контрольного объема, исходные уравнения в частных производных интегрируются по конечным объемам, совпадающим с ячейками сетки.

Для интерполяции потоков от центра ячеек к граням используется алгоритм, основанный на схеме Курганова–Тадмора [Kurganov, Tadmor, 2000], которая относится к классу монотонных противопоточных схем для законов сохранения, в основе которой лежит схема Годунова

[Godunov, 1950]. Методы, основанные на решении задачи Римана, обеспечивают монотонность и сходимость, но при этом зависят от выбора шага по времени, который определяется скоростью распространения возмущений. Схема Курганова – Тадмора включает ограничитель Ван-Лиры MinMod [Toro, 2009; Van Leer, 1977]. Дискретизация основных уравнений выполняется с помощью монотонной центральноразностной схемы, обеспечивающей повышенную точность вследствие малости искусственной численной диффузии. В дискретизированной форме схема может быть переписана в виде

$$\frac{Q_{ij}^{n+1} - Q_{ij}^n}{\Delta t} + \frac{H_{i+\frac{1}{2},j} - H_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta x} + \frac{J_{i,j+\frac{1}{2}} - J_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta y} = 0, \quad (8)$$

где  $H$  и  $J$  — численные потоки на границах ячеек. Конечные объемы в рамках осесимметричной постановки представляют собой часть цилиндрического тела с углом раствора  $2^\circ$ . Потоки рассчитываются через цилиндрические поверхности этих конечных объемов.

На ортогональных участках сетки нормальные градиенты скорости на поверхности ячейки, необходимые при вычислении диффузионных членов по теореме Гаусса, находятся из значений скорости в центрах соседних ячеек по схеме второго порядка. На неортогональных участках используется итерационная процедура коррекции погрешности, вызванной неортогональностью сетки. Для дискретизации производной по времени используется неявный метод Эйлера.

Для решения полученной в ходе дискретизации уравнений системы линейных алгебраических уравнений применяется итерационный метод сопряженных градиентов с предобуславливанием для симметричных матриц, а для асимметричных матриц — метод бисопряженных градиентов с предобуславливанием. В качестве предобуславливателя для симметричных матриц была выбрана процедура, основанная на упрощенной схеме неполной факторизации Холецкого, а для асимметричных матриц использовался предобуславливатель, основанный на упрощенной неполной LU факторизации.

Решение задачи динамики диска (5) производится с использованием схемы Кранка – Николсона. В общем случае, для уравнения  $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = F\left(\mathbf{u}, x, t, \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x}, \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial x^2}\right)$ , при  $\mathbf{u}(i, \Delta x, n\Delta t) = \mathbf{u}_i$  аппроксимация примет вид

$$\frac{\mathbf{u}_i^{n+1} - \mathbf{u}_i^n}{\Delta t} = \frac{1}{2} \left[ F_i^{n+1}\left(\mathbf{u}, x, t, \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x}, \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial x^2}\right) + F_i^n\left(\mathbf{u}, x, t, \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial x}, \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial x^2}\right) \right], \quad (9)$$

где  $\mathbf{u}$  — вектор перемещения.

Связывание физических подзадач производится на каждом временном шаге в соответствии со следующим алгоритмом:

1. На основе решения уравнений динамики газа (1)–(4) получаем поверхностную нагрузку на подвижную стенку.
2. В результате интегрирования полученной нагрузки по поверхности получаем интегральную силу в данный момент времени.
3. Подставляем полученную силу в одномерное уравнение (5) и интегрируем ОДУ (5) на шаге.
4. В результате интегрирования уравнения (5) находим величину перемещения (подъема) диска и подвижных границ.
5. Из полученного перемещения диска, с учетом принятого коэффициента деформации сетки, путем линейной интерполяции координат узлов сетки между двумя предельными положениями диска перестраиваем расчетную сетку.
6. Переходим к шагу 1.

По полученным в ходе решения уравнений упругости перемещениям диска путем линейной интерполяции перестраивается расчетная сетка.

Геометрия клапана внутренней области не позволила использовать существующие стандартные методы задания коэффициента деформации сетки при движении внутренних границ расчетной области. Исходный код был переписан, чтобы определить коэффициент деформации путем линейной интерполяции координат узлов сетки между двумя предельными положениями диска. Кроме этого, поскольку в клапане конструктивно существует предел вертикального подъема диска, в код было добавлено ограничение хода подвижной части границы заданием координат точки останова. Исследования сеточной сходимости проводятся на квазистационарном режиме без учета движения диска — то есть при фиксированной величине зазора. Рассматривалось влияние расчетной сетки, в том числе и числа элементов, используемых для разрешения зазора, на величину газодинамической силы, действующей на диск (рис. 3).

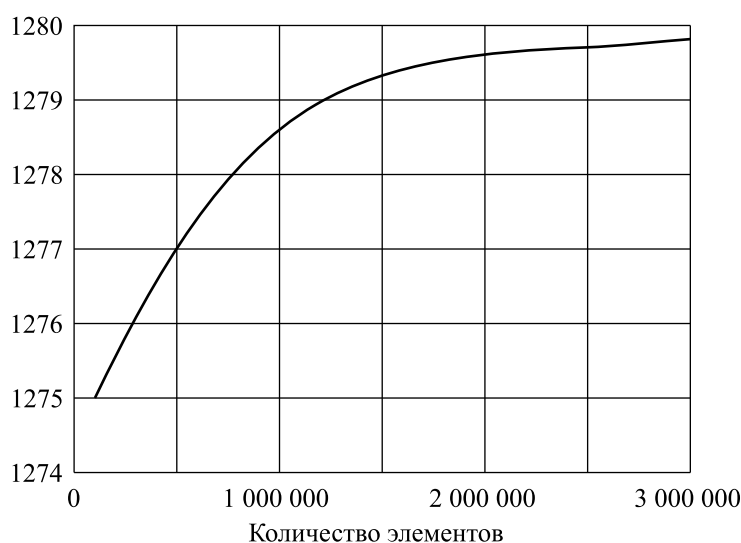


Рис. 3. График зависимости величины газодинамической силы, действующей на диск при открытии клапана, от количества элементов расчетной сетки

Приведенная кривая демонстрирует как устойчивую сеточную сходимость рассмотренной задачи, так и незначительность влияния сеточных параметров на значения искомой силы.

## Обсуждение результатов

Рассматривается задача о начальных моментах работы предохранительного клапана при резком повышении давления. Сопоставляются процессы, протекающие в клапане при начальной величине подъема диска (высота зазора в начальный момент времени) 1 мкм (вязкая постановка) и 0.1 мм (невязкая постановка). Задача решалась двумя различными способами: в вязкой постановке согласно алгоритму, описанному выше, и с помощью классического метода Годунова для невязкого газа, реализованного в авторском коде [Редер и др., 2017]. Величина начального зазора может повлиять на последующую динамику движения клапана. В работе [Song et al., 2014] расчет динамики клапана проводился при начальном подъеме клапана на 1 мм.

Для выявления локальных особенностей течения газа вблизи диска, а также для уточнения корректности допущения о ненулевой величине начального подъема диска, были построены графики распределения давления по всей поверхности диска по границе (рис. 4), а также профили скорости в минимальном сечении зазора (рис. 5), полученные для различных начальных



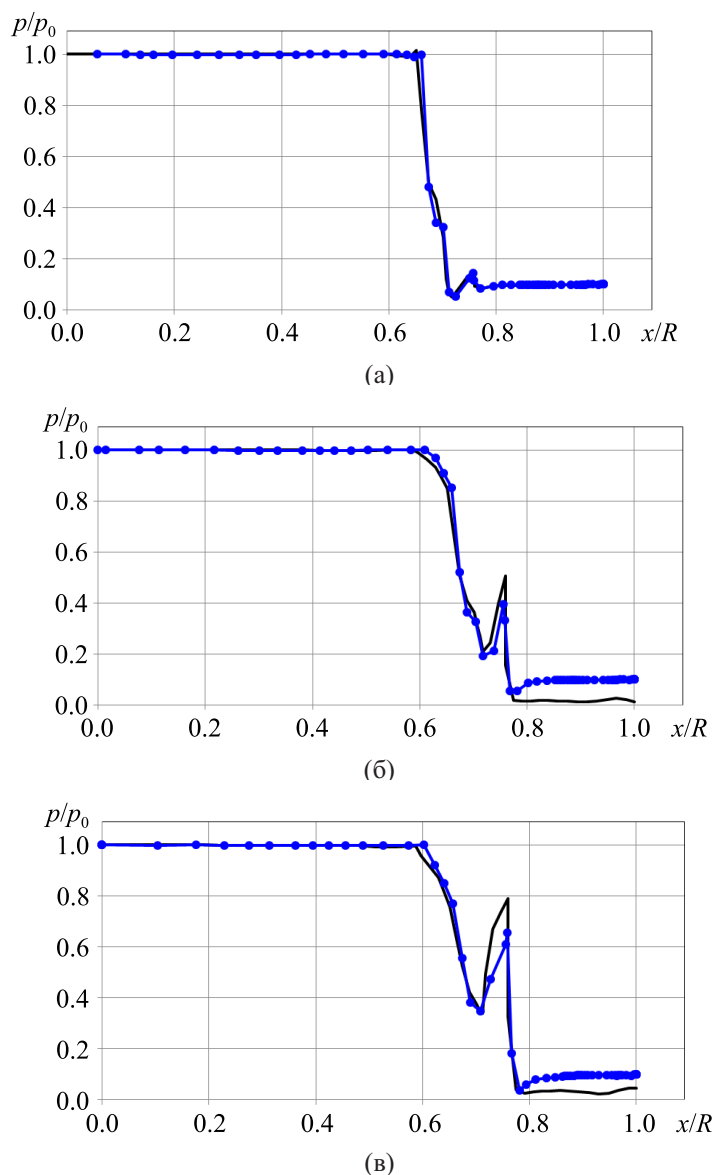


Рис. 4. Графики распределения давления по поверхности диска для текущей высоты подъема  $h = 0.5$  мм (а),  $h = 0.5$  мм (б) и  $h = 1$  мм (в): сплошная линия — вязкая модель; линия с точками — схема Годунова

высот подъема диска. Отметим, что задача о динамике клапана в рамках метода Годунова решалась на ортогональной осесимметричной сетке для расчетной области, представленной на рис. 2, с начальной величины зазора 0.1 мм и в невязкой постановке [Редер и др., 2017].

Из рис. 4, а видно, что кривые распределения давления по поверхности диска в обоих расчетах ведут себя одинаково, то есть влияния начальной величины подъема диска на силу, действующую на диск, не наблюдается.

На рис. 5 приведены профили модуля скорости в поперечных сечениях по зазору ( $x/R = 0.66, 0.70$ ) при текущей высоте поднятия диска 0.5 мм и 1 мм (для начальной высоты зазора 1 мкм и 0.1 мм соответственно). Скорости отнесены к величине максимальной скорости в зазоре, координата к текущей высоте подъема диска. Очевидно, что профили скоростей для вязкого газа вблизи твердой стенки отличаются от профилей для невязкого газа. Наличие вязкости

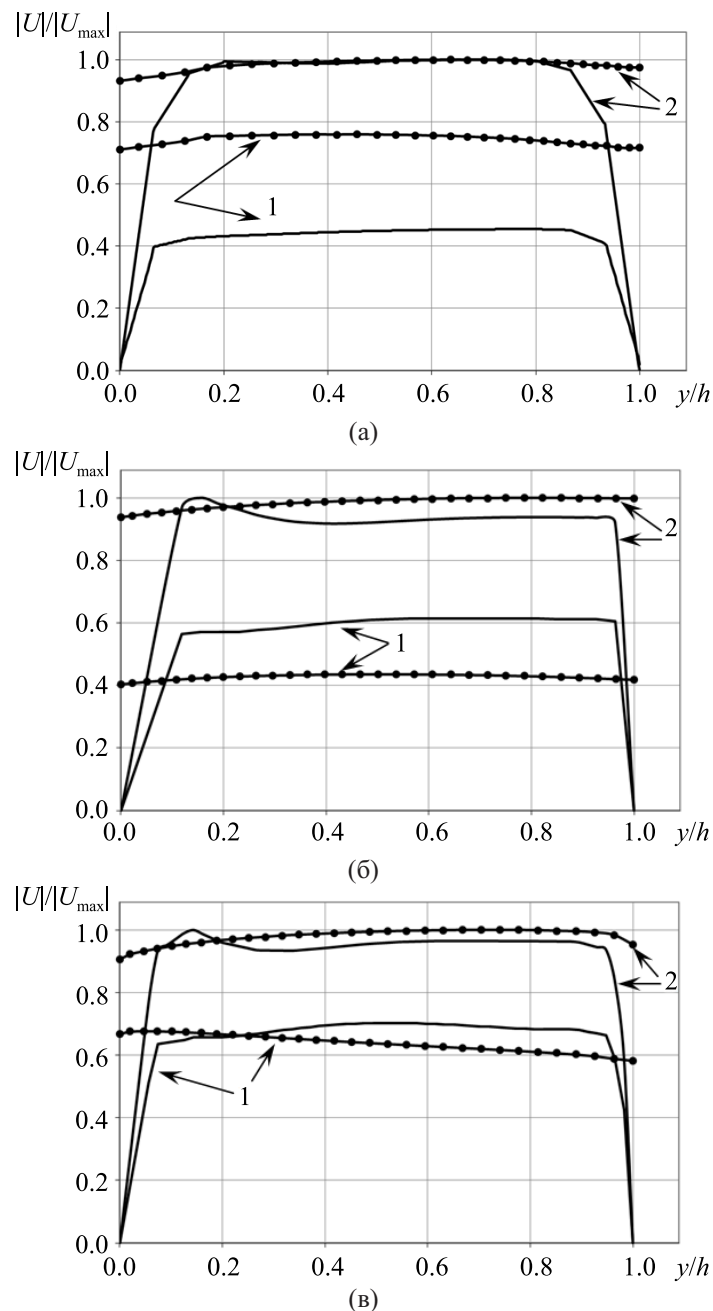


Рис. 5. Профили скорости в зазоре, для текущей высоты подъема  $h = 0.1$  мм (а),  $h = 0.5$  мм (б),  $h = 1$  мм (в): 1 —  $x/R = 0.66$ ; 2 —  $x/R = 0.70$ , сплошная линия — вязкая модель; линия с точками — схема Годунова

приводит к росту пограничного слоя вблизи стенок зазора. Отклонение профилей скорости от параболических связано с нестационарностью процесса и с разворотом потока при входе в зазор. Вниз по потоку профили скорости незначительно перестраиваются. Однако, несмотря на некоторые обусловленные влиянием вязкости отличия, полученные кривые близки. Это свидетельствует о корректности допущения о некоторой ненулевой начальной высоте подъема диска. Более того, в силу согласования кривых давления (рис. 4) и хорошей корреляции между кривыми относительных скоростей, в дальнейшем в качестве начальной может быть использована высота подъема диска порядка 0.1 мм.

Видно, что вязкость значительно влияет на максимальную величину скорости только при малой высоте подъема диска (рис. 5, *а, б*). При высоте поднятия 1 мм максимумы скоростей, полученные по вязкой модели и по методу Годунова, практически не отличаются (рис. 5, *в*).

В результате расчетов (рабочая область рис. 2) был определен ход диска (рис. 6). При такой величине зазора область движения газа включает в себя значительную часть диска за критическим сечением, поэтому следует оценить допустимость подобного выбора начального подъема. Видно, что полученная в рамках вязкой постановки зависимость хода диска от времени соответствует экспериментальной.

Как видно из рис. 6, кривая зависимости подъема диска от времени, построенная для начального зазора 0.1 мм, незначительно опережает экспериментальные данные, а задание высоты начального зазора, равной 1 мм, приводит к запаздыванию кривой подъема диска относительно экспериментальной. Из рис. 6 следует, что при расчете с начальной высоты подъема диска 1 мм начальная скорость движения диска равна нулю, поэтому угол наклона кривой равен нулю, что противоречит данным расчета с начальной высоты подъема 0.1 мм и приводит к излому кривых. Необходимо отметить, что начальные параметры для старта с зазора в 1 мм были определены по экспериментальным данным. Определение начальной скорости движения диска требует знания предыстории, для чего необходимо в качестве начальной величины зазора использовать высоту подъема диска 0.1 мм. При этом различия между начальными высотами 0.001, 0.01 и 0.1 мм не существенны.

Зависимости суммарной силы на диск от высоты подъема для этих трех условий приведены на рис. 7.

С использованием распределений газодинамических параметров, полученных после решения укороченной задачи, проведен расчет динамики полного открытия клапана с построением сетки во всей расчетной области клапана (рис. 2). Выполнен расчет поднятия клапана с 0.1 мм до 10 мм без изменения внешних границ области. Расчеты с 0.1 мм и 1 мм проводились до поднятия диска на максимальную высоту 10 мм (рис. 7). Расчет с высоты подъема 0.01 мм выполнялся в течение 15 мс, в конце расчета подъем составил 0.32 мм и соответствовал силе, полученной при высоте подъема 0.1 мм. Видно, что графики для высот 0.1 мм и 1 мм имеют расхождение, наиболее существенное в области подъема 2 мм. Далее графики изменения сил согласуются между собой, что позволяет утверждать, что расчет полного цикла работы клапана можно проводить с начального зазора 0.1 мм.

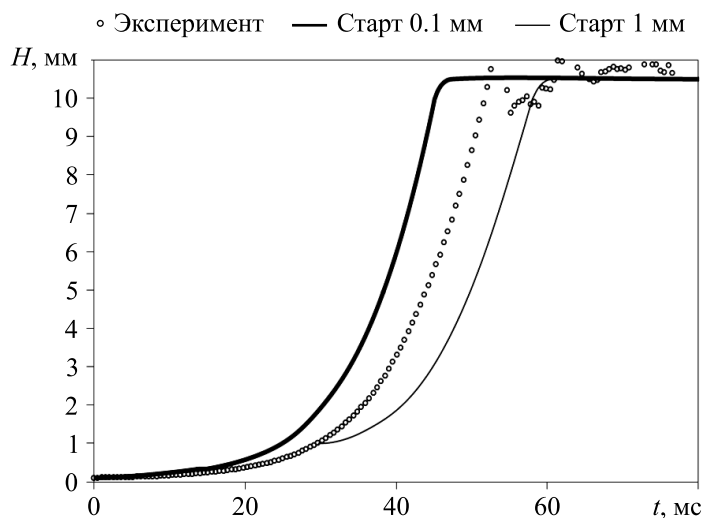


Рис. 6. График зависимости высоты подъема диска от времени

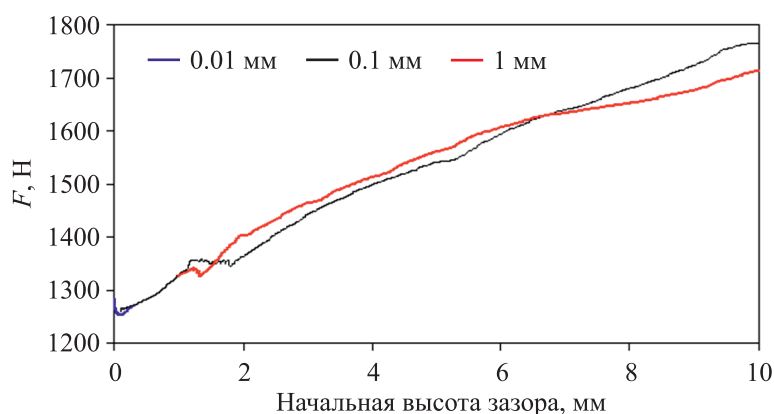


Рис. 7. График зависимости силы, действующей на диск ( $F$ ), от начальной высоты зазора. Цветная версия рисунка доступна на сайте журнала

## Заключение

Проведенное исследование газодинамических процессов в полости предохранительного клапана пружинного типа в начальные моменты его работы показало, что допущение о начальной высоте 0.1 мм подъема диска корректно и может быть использовано в расчетах полного цикла работы клапана с момента его открытия при превышении давления и до закрытия при понижении давления ниже установленного уровня. Полученные результаты коррелируют не только с альтернативной численной моделью невязкого газа, но и согласуются с имеющимися экспериментальными данными. Из чего можно сделать вывод о возможности проведения расчетов динамики клапана на основе модели невязкого газа.

Результаты расчетов при различной начальной высоте подъема диска показали, что начальный зазор 0.1 мм обоснован и может быть использован при моделировании работы клапана. Из полученных результатов следует, что рассмотренные динамические срабатывания клапана показывают незначительность влияния вязкости.

## Список литературы (References)

- Алиев А. В., Лукин А. Н. Теория линейных нестационарных систем с особой точкой. Устойчивость систем // АИТ. — 1986. — С. 172.
- Aliiev A. V., Lukin A. N. Investigation of gas flows in the regions of a porous medium having a complex shape using the large-particle method [Issledovanie techenij gaza v oblastyah poristoj sredy, imeyushhih slozhnuju formu s pomoshh'ju metoda krupnyh chastic] // Tez. doc. All-Union conference-seminar of young scientists "Modern problems of fluid mechanics and gas", Grozny, ChIGU [Tez. dokl. Vsesojuznogo soveshhanija-seminara molodyh uchenyh "Sovremennye problemy mehaniki zhidkosti i gaza", g. Groznyj, ChIGU]. — 1986. — No. 6. — P. 172 (in Russian).
- Андерсен Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. — М.: Мир, 1990. — Ч. 1. — 384 с.
- Andersen D., Tannehill Dzh., Pletcher R. Computational fluid mechanics and heat transfer [Vychislitel'naja gidromekhanika i teploobmen]. — 1990. — Moscow: Mir, 1990. — 384 p. (in Russian).
- Анисимов В. А., Емельянов В. Н., Журкин А. Н. Двухфазные течения в трактах энергетических установок // Внутрикамерные процессы, горение и газовая динамика дисперсных систем. Материалы международной школы-семинара. — СПб.: Издательство БГТУ, 2005. — С. 127–129.
- Anisimov V. A., Emelyanov V. N., Zhurkin A. N. Two-phase flows in the tracts of power installations. [Dvufaznye techenija v traktah jenergeticheskikh ustanovok] // ICOC. Materials of the international school-seminar of SPb: publishing house BSTU [Vnutrikamernye processy, gorenje i gazovaja dinamika dispersnyh sistem. Materialy mezhdunarodnoj shkoly-seminara]. — Saint-Petersburg: Izdatel'stvo BGTU, 2005. — P. 127–129 (in Russian).

- Бай Ши.* Теория струй. — М.: ГИФМЛ, 1960. — 326 с.  
*Bai Shi.* Theory of Jets [Teorija struj]. — Moscow: GIFML, 1960. — 326 p. (in Russian).
- Барабанов А. Т.* Теория линейных нестационарных систем с особой точкой. Устойчивость систем // *АиТ.* — 1969. — № 6. — С. 10–22.  
*Barabanov A. T.* Theory of linear non-stationary systems with a singular point. Stability of systems [Teorija linejnyh nestacionarnyh sistem s osoboj tochkoy. Ustojchivost' sistem] // *Automation and telemekhanics [Avtomatika i telemekhanika].* — 1969. — No. 6. — P. 10–22 (in Russian).
- Исмагилова Д. Ф., Исмагилова Р. Ф., Целищев В. А.* Математическое моделирование системы защиты от гидравлического удара // *Вестник УГАТУ.* — 2014. — Т. 18, № 4. — С. 72–78.  
*Ismagilova D. F., Ismagilova R. F., Celishev V. A.* Mathematical modeling of the system of protection against hydraulic shock [Matematicheskoe modelirovanie sistemy zashhity ot gidravlicheskogo udara] // *Bulleten of UGATU [Vestnik UGATU].* — 2014. — Vol. 18, No. 4. — P. 72–78 (in Russian).
- Макарьянц Г. М., Свербилов В. Я., Макарьянц М. В., Батракова О. В.* Расчет подъемной силы газового потока в плоском предохранительном клапане с использованием численных методов // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук.* — 2010. — Т. 12, № 4. — С. 247–251.  
*Makaryanc G. M., Sverbilov V. Ya., Makaryanc M. V., Batrakova O. V.* Calculation of the lifting force of a gas flow in a flat safety valve using numerical methods [Raschet podemnoj sily gazovogo potoka v ploskom predohranitel'nom klapane s ispol'zovaniem chislennyh metodov] // *Izvestiya Samara Scientific Center, Russian Academy of Sciences [Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk].* — 2010. — Vol. 12, No. 4. — P. 247–251 (in Russian).
- Олехнович Д. Г., Жилевич М. И.* Моделирование внутренних динамических процессов в предохранительных гидроклапанах непрямого действия // *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут».* Серія Машинобудування. — 2012. — № 66. — С. 74–80.  
*Olahnivich D. G., Zhilevich M. I.* Modeling of internal dynamic processes in safety valves of indirect action [Modelirovanie vnutrennih dinamicheskikh processov v predohranitel'nyh gidroklapanah nepriamogo dejstvija] // *Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". Machine Building Series [Vestnik Nacional'nogo tehniceskogo universiteta Ukrainy "Kievskij politehnicheskij institut". Serija Mashinostroenie].* — 2012. — No. 12. — P. 74–80 (in Russian).
- Редер Т., Тененев В. А., Королева М. Р., Мищенко О. В., Воеводина О. А.* Численное моделирование газодинамики предохранительного клапана // *Интеллектуальные системы в производстве.* — 2017. — Т. 15, № 4. — С. 4–11.  
*Reader T., Tenenev V. A., Koroleva M. R., Meshenkova O. V., Voevodina O. A.* Numerical Modeling of the Gas Dynamics of the Safety Valve // *Intellekt. Sist. Proizv. [Intellektualnie systemi].* — 2017. — Vol. 15, No. 4. — P. 4–11 (in Russian).
- СНУП II-35.* Котельные установки. 2002. — 576 с.  
*SNiP 11-35.* Boiler installations [Kotel'nye ustanovki]. — 2002. — 576 p. (in Russian).
- Тусюк С. К., Звездин А. И.* Математическая модель оценки работоспособности предохранительного клапана пропорционального действия // *Известия ТулГУ. Технические науки.* — 2012. — В. 12, Ч. 2. — С. 262–267.  
*Tusuk S. K., Zvezdin A. I.* Mathematical model for assessing the operability of a proportional safety valve // *Izvestiya TulGU [Matematicheskaja model' ocenki rabotosposobnosti predohranitel'nogo klapana proporcional'nogo dejstvija] // Bulletin TulGU. Technical science [Izvestija TulGU. Tehnicheskie nauki].* — 2012. — Vol. 12, Is. 2. — P. 262–267 (in Russian).
- Amsden A. A., Harlow F. H.* Numerical calculation of supersonic flow in the wake. *RTK.* — 1988. — Vol. 3, Is. 11. — 128 p.
- Dimitrov S., Komitovski M.* Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves // *Machine design.* — 2013. — Vol. 5, No. 2. — P. 83–86.
- Godunov S. K.* A finite difference method for the numerical computation of discontinuous solutions of the equations of fluid dynamics // *Mat. Sb.* — 1950. — Vol. 47. — 271 p.
- Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M.* Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries.* — 2014. — Vol. 31. — P. 70–81.



- Jasak H.* Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows // Thesis submitted for the Degree of Doctor of Philosophy of the University of London and Diploma of Imperial College. — 1996. — 124 p.
- Jin Zh., Wei L., Chen L. L., Qian J. Y., Zzhang M.* Numerical simulation and structure improvement of double throttling in a high parameter pressure reducing valve // Journal of Zhejiang University-science A (Applied Physics & Engineering). — 2013. — Vol. 14(2). — P. 137–146.
- Kurganov A., Tadmor E.* New High-Resolution Central Schemes for Nonlinear Conservation Laws and Convection–Diffusion Equations // Journal of Computational Physics. — 2000. — Vol. 160. — P. 241–282.
- Li D. F., Xia X. L., Dai G. L., Ruan L. M.* Numerical Simulation on Fluid Dynamic Behavior of High-pressure Safety Valves // IEEE. — 2010. — 978-1-4244-4813-5/10/25.00.
- OpenFOAM.* The Open Source CFD Toolbox. Programmer's Guide. Version 2.1.0 15th December 2011.
- Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Yo., Dempster W.M.* A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel // Energy Conversion and Management. — 2014. — Vol. 81. — P. 407–419.
- Toro E. F.* Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics: A Practical Introduction. Third Edition. — Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. — 721 p.
- Van Leer B.* Towards the ultimate conservative difference scheme III. Upstream-centered finite-difference schemes for ideal compressible flow // J. Comput. Phys. — 1977. — Vol. 23, No. 3. — P. 263–275.

